

Утверждено

Организации п/я А-3398

Главный инженер

Л.А.Зак

" " 1 13 3 1982г.

Группа Г 18

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ПОЛЫ СВАРНОГО ДИСК ПОВОРОТНОГО ЗАТВОРА

РД РТМ 26-07-250-82

Методика расчета на прочность

Введен впервые

Приказом по организации п/я А-3398

от 19.03 1982г.

№ 29 срок действия установлен

с 01.01 1983г.

\* Снято ограничение срока действия.

\* ① Срок действия продлен до 01.01.83. до 01.01 1988г.

\* ② Срок действия продлен до 01.01.88.

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) устанавливает нормы и методы расчета на статическую и циклическую прочность полых сварных дисков поворотных затворов, имеющих мягкие резиновые уплотнения или жесткие прокладки и беспрокладочные соединения.

РТМ распространяется на расчет дисков поворотных затворов, эксплуатирующихся в условиях отсутствия резких теплосмен при рабочей температуре среды, не превышающей 360°C для углеродистых и низколегированных сталей и 450°C для хромоникелевых аустенитных сталей.

Исполн. Инв.пол. Полн. л. дата

Инв.пол. Полн. л. дата

2-84 7.02.87

## I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.1. РТМ предназначен для расчета на статическую и циклическую прочность полого сварного диска, образованного из кольца постоянного сечения, двух одинаковых секторов сферических оболочек и двух ушек (чертеж), значения геометрических параметров которого удовлетворяют следующим условиям:

$$\frac{D_k}{D} \geq 0,75 \quad ;$$

$$\frac{R}{H} \geq 50 \quad ;$$

$$0,20 \leq \varphi_n \leq 0,35 \quad ;$$

$$\varphi_n = \arccos \left( 1 - \frac{H - H_c}{2R} \right)$$

РТМ допускается применять для расчета дисков, образованных из оболочек вращения с иной формой меридиана (эллиптической, овальной). В этом случае в расчет вводится радиус эквивалентного по габаритам сектора сферической оболочки:

$$R = \frac{D_k}{2 \sin \varphi_c} \quad ;$$

$$\varphi_c = 2 \arctg \frac{H - H_k}{2D_k}$$

Подп. и дата

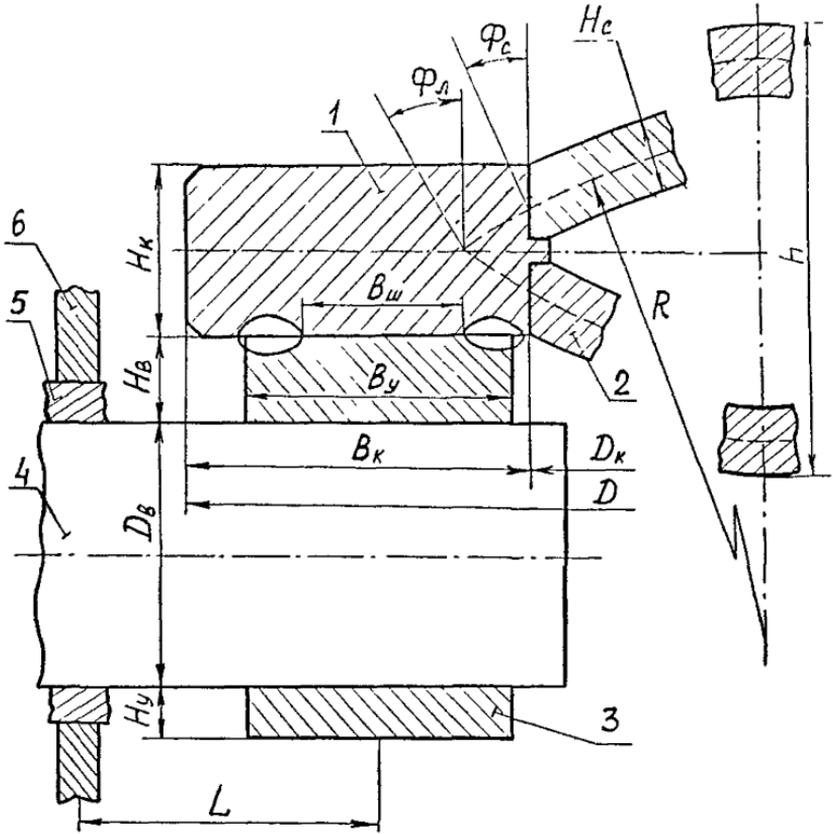
Инв. или Инв. дубл.

Взам. инв. или Инв. дубл.

Подп. и дата

Инв. или Инв. дубл.

2-84  
1.05.87



1 - кольцо; 2 - сектор сферической оболочки; 3 - ушко;  
4 - вал; 5 - подшипник; 6 - корпус.

ИНВ. ПОДЛ. ПОДЛ. И ДАТА ВЗАИМ. ИНВ. ПОДЛ. ПОДЛ. И ДАТА  
 2-84 7.08.84

1.2. РТМ предусматривает приближенную оценку прочности диска с использованием двух расчетных схем:

- диск нагружен с обеих сторон одинаковым равномерным расчетным давлением среды, реакции опор равны нулю (первая схема нагружения);
- диск нагружен с одной стороны равномерным расчетным давлением среды и оперт только на валы (вторая схема нагружения). От валов на каждое ушко передается сила  $Q$  и момент  $M$ , равные:

$$Q = \frac{\pi D^2 p}{8} ; \quad M = Q \cdot L_y.$$

Плечо момента принимается равным расстоянию от середины толщины стенки корпуса до середины ширины ушка. В случае обеспечения высокой жесткости корпуса в районе валов, например, путем установки ребер жесткости, плечо  $L_y$  может приниматься в интервале  $(0,8+0,9)L$ .

Принимается, что сила  $Q$  передается на кольцо в виде равномерной погонной силы, действующей на расчетной длине ушка. Для расчета напряжений в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом, расчетная длина ушка принимается равной

$$L_{ш} = 1,5D_g + H_g$$

Для расчета напряжений в сферических секторах расчетная длина ушка принимается равной

$$L_c = 1,5D_g + H_g + 0,5H_k$$

1.3. РТМ предусматривает оценку прочности диска в следующих расчетных сечениях:

- при оценке статической прочности - в центре и на краю сферического сектора, в кольце, ушке и сварном шве, соединяющем ушко с кольцом;
- при оценке циклической прочности - в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом.

1.4. Расчетное давление и расчетная температура выбираются следующим образом:

- при оценке статической прочности расчетное давление  $P$  и расчетная температура принимаются равными рабочему давлению и рабочей температуре среды;

- при оценке циклической прочности требуется определить расчетный перепад давлений  $\Delta P_i$  и число циклов нагружения  $N_i$  для каждого режима эксплуатации. Под расчетным перепадом давлений понимается разность между наибольшим и наименьшим перепадом давлений по диску в течение цикла нагружения. Циклом нагружения называется изменение перепада давлений по диску от минимума до максимума и обратно до минимума. Расчетная температура принимается равной наибольшей температуре среды в течение цикла нагружения. В расчете могут не учитываться режимы эксплуатации, для которых расчетный перепад давлений составляет менее 10% от рабочего давления.

1.5. Расчетные толщины стенок принимаются равными разности между исполнительными толщинами и прибавкой на коррозионный и эрозионный износ и технологические допуски.

1.6. Механические характеристики материалов принимаются в соответствии с расчетной температурой по данным ТУ, ГОСТов или другой действующей нормативно-технической документации.

При оценке прочности сварных соединений принимаются механические характеристики материала того элемента (включая сварной шов), для которого получаются самые низкие значения допускаемых напряжений и допускаемых циклов нагружения.

1.7. Условные обозначения, применяемые в расчетных формулах, приведены в справочном приложении.

## 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИСКА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

2.1. Критериями статической прочности диска являются приведенные напряжения, определяемые в расчетных сечениях диска согласно теории наибольших касательных напряжений. Для кольца и ушек используются отерженные расчетные схемы, поэтому для них приведенные напряжения совпадают с напряжениями в поперечном сечении. В центре диска приведенное напряжение, учитывающее общее изгибное напряжение практически совпадает с общим мембранным напряжением  $(\sigma)_1$ , поэтому оценка прочности производится только по  $(\sigma)_1$ .

2.2. Допускаемые напряжения определяются как произведение номинального допускаемого напряжения на коэффициент понижения запаса статической прочности.

Номинальное допускаемое напряжение принимается меньшим из двух величин  $[\sigma_n] = \min\left(\frac{\sigma_r}{n_r}; \frac{\sigma_\theta}{n_\theta}\right)$ ;  $n_r = 1,5$ ;  $n_\theta = 2,6$ .

Коэффициенты понижения запаса прочности выбираются в зависимости от категории напряжения:

- для общего мембранного напряжения в центре сферического сектора, растягивающих напряжений в кольце и ушке и срезающих напряжений в ушке  $n_n = 1,0$  - в случае нормальных условий эксплуатации и  $n_n = 1,35$  - в случае нарушения нормальных условий эксплуатации;

- для сумм общих изгибных и местных мембранных напряжений на край сферического сектора, изгибных и растягивающих напряжений в кольце и ушке  $n_n$  принимается равным:  $n_n = 1,3$  - в случае нормальных условий эксплуатации и  $n_n = 1,5$  - в случае нарушения нормальных условий эксплуатации.

Инв.№подл. Попл.и дата  
2-84  
7.08.87  
Бзащ.машин Ингрдуол. Попл.и дата

Нарушением нормальных условий эксплуатации считается повышение давления среды более, чем на 15% по сравнению с рабочим давлением, например, при гидравлическом ударе.

2.3. Общие мембранные напряжения в центре сферического сектора

$$(\sigma)_1 = \frac{pR}{2H_c} ; \quad (\sigma)_1 \leq [\sigma_H] ; \quad (\sigma)_{1H} \leq 1,35[\sigma_H] .$$

2.4. Местные мембранные напряжения на краю сферического сектора (первая схема нагружения).

$$(\sigma)_2 = (\sigma)_1 \cdot \left( \frac{1}{2} A_1 A_2 \sin 2\varphi_c + A_2 \cos^2 \varphi_c - 2 \right) ;$$

$$A_1 = \sqrt[4]{3(1-\nu^2) \frac{R^2}{H_c^2}} ; \quad A_2 = \frac{1-\nu}{\sin 2\varphi_c + \frac{RH_c}{B_K H_K}} ; \quad \varphi_c = \arcsin \frac{D_K}{R} ;$$

$$\frac{1}{2} A_1 + \frac{RH_c}{B_K H_K}$$

$$(\sigma)_2 \leq 1,3[\sigma_H] ; \quad (\sigma)_{2H} \leq 1,5[\sigma_H] .$$

2.5. Растягивающие напряжения в кольце (первая схема нагружения).

$$(\sigma)_3 = \frac{pR^2 \sin 2\varphi_c (A_2 - 1)}{2B_K H_K} ; \quad (\sigma)_3 \leq [\sigma_H] ;$$

$$(\sigma)_{3H} \leq 1,35[\sigma_H] .$$

2.6. Сумма местных мембранных и общих изгибных напряжений на краю сферического сектора (вторая схема нагружения).

$$(\sigma)_4 = \frac{1}{2} (\sigma)_1 (1-\nu) \cdot \left( 1 - \frac{1}{2A_1 \tan \varphi_H} \right) + \frac{1}{2} (\sigma)_2 + \frac{Q}{L_c H_c \sin \varphi_H} .$$

Инв.№ 2014. Полн.л. дата 1.02.14  
 Взам. инв.№ Инв.№ 2014. Полн.л. дата 1.02.14

2.7. Напряжения среза в ушке

$$(\tau)_s = \frac{Q + \frac{2M}{B_y}}{2 B_y \cdot H_y} ; \quad (\tau)_s \leq 0,65 [\sigma_H] ;$$

$$(\tau)_{сн} \leq 0,75 [\sigma_H]$$

2.8. Сумма растягивающих и изгибных напряжений в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом

$$(\sigma)_6 = \frac{Q}{(B_y - B_w) L_w} + \frac{6MB_y}{(B_y^3 - B_w^3) L_w n_w} ;$$

$$n_w = 0,7 ; \quad (\sigma)_6 \leq 1,3 [\sigma_H] ; \quad (\sigma)_{6н} \leq 1,5 [\sigma_H] .$$

### 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИСКА НА ЦИКЛИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

3.1. В качестве критерия циклической прочности диска принимается коэффициент суммарного усталостного повреждения  $I$  сварного шва, соединяющего ушко с кольцом. Коэффициент  $I$  определяется на основе линейного суммирования усталостных повреждений, возникающих на каждом отдельно взятом режиме эксплуатации. Коэффициент  $I$  не должен превышать допустимое значение

$$I = \sum I_i \leq [I] ; \quad [I] = 0,3.$$

3.2. Усталостное повреждение на  $i$ -том режиме равно отношению заданного и допустимого числа циклов нагружения

$$I_i = \frac{N_i}{[N_i]}.$$

Допускаемое число циклов  $[N_i]$  рассчитывается согласно п. 3.5 в зависимости от амплитуды условных упругих напряжений  $\sigma_{ai}$  и коэффициента асимметрии цикла  $r_i$ .

3.3. Амплитуда условных упругих напряжений определяется по формулам

$$\sigma_{ai} = \frac{Q_i \cdot k}{2(B_y - B_w)L_w} + \frac{3M_i B_y \cdot k}{(B_y^3 - B_w^3)L_w} ; \quad M_i = Q_i L ; \quad Q_i = \frac{\pi D^2 \Delta P_i}{8}.$$

Коэффициент концентрации деформаций принимается равным:

- в случае наличия непровара  $k = 9$ ;
- в случае отсутствия непровара ( $B_w = 0$ )  $k = 3$ .

3.4. Коэффициент асимметрии цикла равен

$$r_i = \frac{(\sigma)_{\min}}{(\sigma)_{\max}}$$

где  $(\sigma)_{\sigma_{min}}$  ,  $(\sigma)_{\sigma_{max}}$  - напряжения  $(\sigma)_{\sigma}$  , соответствующие наименьшему и наибольшему значению перепада давления среды по диску в течение  $i$  - того цикла нагружения.

3.5. Допускаемое число циклов нагружения на  $i$  - том режиме эксплуатации определяется как меньшее из двух значений, вычисленных по формулам:

$$[N_i] = \left( \frac{0,25 E \ln \frac{100}{100-\psi}}{n_d(\sigma_d)_i - \frac{0,4 \sigma_s}{1 + 0,4 \frac{1+\psi_i}{1-\psi_i}}} \right)^2$$

$$[N_i] = \frac{1}{n_n} \left( \frac{0,25 E \ln \frac{100}{100-\psi}}{(\sigma_d)_i - \frac{0,4 \sigma_s}{1 + 0,4 \frac{1+\psi_i}{1-\psi_i}}} \right)^2$$

Руководитель предприятия  
п/я Г-4745

Главный инженер  
предприятия п/я Г-4745

Зам. главного инженера

Заведующий отделом I6I

Заведующий отделом I18,  
руководитель темы

  
26.02.82 г. И. Косих

М. Г. Сарайлов

О. Н. Шпакон

М. И. Власов

Р. А. Азарашвили

Изм. вкл. Подп. и дата

Взам. инж. Инв. туб. об. Подп. и дата

Подп. и дата

2-84 1.02.87

ПРИЛОЖЕНИЕ  
Справочное

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $D$  - диаметр диска, мм;
- $D_k$  - внутренний диаметр кольца, мм;
- $D_\phi$  - диаметр вала, мм;
- $R$  - радиус срединной поверхности сферического сектора, мм;
- $B_k$  - ширина кольца, мм;
- $B_y$  - ширина ушка, мм;
- $B_{ш}$  - ширина непровара сварного шва, мм;
- $L$  и  $L_y$  - расстояние от середины толщины стенки корпуса до середины ширины ушка и уловное плечо момента от реакции опоры, мм;
- $L_{ш}$  и  $L_c$  - расчетные длины ушка при определении напряжений в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом, и в сферическом секторе, мм;
- $H$  - высота диска, мм;
- $H_c$  - расчетная толщина сферического сектора, мм;
- $H_k$  - расчетная толщина кольца, мм;
- $H_b$  - наименьшее расстояние от поверхности вала до кольца, мм;
- $H_c$  - высота сечения ушка при его расчете на срез, мм;
- $\Phi$  - угол между нормалью к сферической оболочке и осью вращения диска, рад;
- $\Phi_n$  - угол, соответствующий пересечению срединной поверхности сферы и срединной плоскости диска, рад;
- $\Phi_c$  - угол, соответствующий краю сферического сектора, рад;
- $P$  - расчетное давление среды, МПа;
- $\Delta P_i$  - расчетный перепад давлений для  $i$ -того режима эксплуатации, МПа;
- $\sigma_T$  и  $\sigma_B$  - предел текучести и предел прочности материала при расчетной температуре, МПа;

- $E$  - модуль упругости материала, МПа;  
 $\nu$  и  $\psi$  - коэффициент Пуассона и относительное поперечное сужение материала;  
 $Q$  - сила, передаваемая от вала на ушко, Н;  
 $M$  - момент, передаваемый от вала на ушко, Н · мм;  
 $(\sigma)_i \div (\sigma)_c$  - приведенные напряжения в расчетных сечениях диска при нормальных условиях эксплуатации; МПа;  
 $(\sigma)_{ин} \div (\sigma)_{6н}$  - приведенные напряжения в расчетных сечениях диска при нарушении нормальных условий эксплуатации, МПа;  
 $(\sigma)_{ai}$  - амплитуда условных упругих напряжений с учетом концентрации в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом на  $i$ -том режиме эксплуатации, МПа;  
 $[\sigma]$  и  $[\sigma_n]$  - допускаемое напряжение и номинальное допускаемое напряжение, МПа;  
 $N_i$  и  $[N_i]$  - заданное и допускаемое число циклов нагружения на  $i$ -том режиме эксплуатации;  
 $I_i$  - коэффициент усталостного повреждения на  $i$ -том режиме эксплуатации;  
 $I$  и  $[I]$  - расчетный и допускаемый суммарные коэффициенты усталостного повреждения;  
 $n_T$  и  $n_B$  - коэффициенты запаса прочности по пределу текучести и пределу прочности при оценке статической прочности;  
 $n_c$  и  $n_N$  - коэффициенты запаса прочности по напряжениям и числу циклов при оценке циклической прочности;  
 $n_n$  - коэффициент, покрывающий запас статической прочности;  
 $n_c$  - коэффициент прочности сварного шва;  
 $K$  - коэффициент концентрации деформаций в сварном шве;

Инв.подл. Полн. и дата Взам.инв. Инв.подл. Полн. и дата

2-84 1.02.84

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ РД РГМ 26-07-250-82

Изм.	Номер листов(страниц)				Номер докумен-та	Подпись	Дата	Срок введения изменения	
	изме-нен-ных	совме-щен-ных	по-вых	аннули-рован-ных					
1	1		13		Зам. 1	Лис	10.08.87		
2	1				Зам 2	Неис	17.02.92		
*	1	Письмо №21/2-2-373 от 13.06.96 из Управления по развитию химического и нефтяного машино-строения					Ильин	21.04.97	

Изм. подл.	Полн. и дата	Взам. инв.	Изм. инв.	Полн. и дата
2-84	10.08.87			